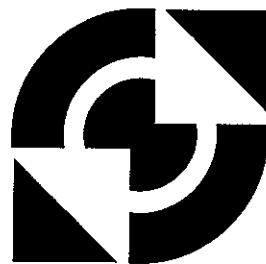


University of Twente



**Faculty of
Mechanical Engineering**

Applied Mechanics

DEMPING VAN DUBBELWANDIGE PANELEN

WB.96/TM-1526

Deze voordracht is gepresenteerd op een wetenschappelijke
bijeenkomst van het Nederlands Akoestisch Genootschap
op 5 maart 1996 te Utrecht. De tekst van de voordracht is
opgenomen in NAG jaarnaal nr.131. De engelse samenvatting
wordt opgenomen in Acoustics Abstracts.

door

W.M. Beltman

DEMPING VAN DUBBELWANDIGE PANELEN

W.M. Beltman

Leerstoel Technische Mechanica

Faculteit der Werktuigbouwkunde, Universiteit Twente

Postbus 217, 7500 AE Enschede

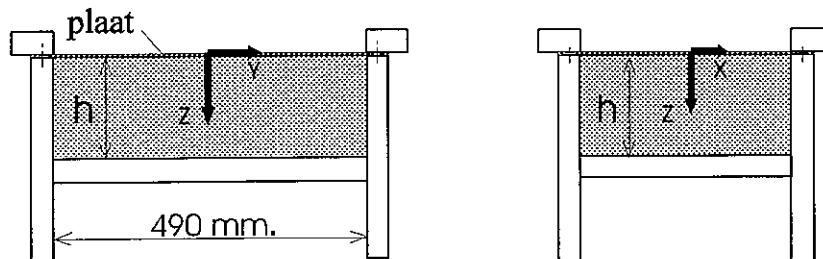
Damping of double wall panels

Summary: Thin gas or fluid layers are capable of dissipating energy. The dissipation is caused by the effects of viscosity and thermal conductivity. A model was developed which describes the propagation of sound waves in narrow gaps between vibrating surfaces. The model was validated with a rigid solar panel oscillating in the proximity of a fixed surface. Numerical techniques were developed in order to describe the mutual interaction between a vibrating structure and the pressure distribution in the gap. This enables the calculation of the transmission of sound through double wall panels, separated by a thin layer of gas or fluid. With these techniques investigations are carried out whether the dimensions and the properties of the panels and the layer can be adjusted in such a way that in a given frequency range a maximum amount of energy is dissipated. Calculations indicate that the thickness ratio of the panels is a very important parameter.

1 INLEIDING

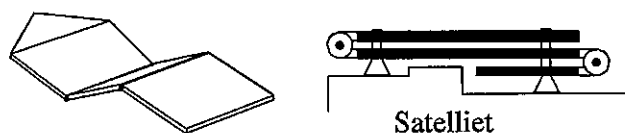
Binnen de leerstoel Technische Mechanica wordt onderzoek verricht naar de interactie tussen een trillende constructie en een omringend medium. In het kader van dit onderzoek zijn er onder andere berekeningen en experimenten uitgevoerd aan een perspex bak met een flexibele aluminium plaat (zie figuur 1).

Het dynamisch gedrag van de plaat wordt beïnvloed door de afgesloten hoeveelheid lucht in de bak. Ten gevolge hiervan veranderen eigenfrequenties en trilvormen als functie van de afstand h tussen bodem en plaat. Deze veranderingen kunnen met standaard akoesto-elastische berekeningen goed voorspeld worden [1].



Figuur 1: Perspex bak met flexibele plaat

Bij nauwe spleten h werd er bij de experimenten echter een significante demping gemeten. Deze demping kan toegeschreven worden aan de visceuze verliezen die geïntroduceerd worden door het heen en weer pompen van lucht in een nauwe spleet [2,3,4]. De standaard akoestische modellen schieten voor deze situatie tekort, omdat daarin viscositeit verwaarloosd wordt. Binnen de leerstoel Technische Mechanica is een model ontwikkeld dat de dissipatie van energie in dunne gas- of vloeistoflagen beschrijft. Met behulp van dit model kan de interactie berekend worden tussen trillende constructies en dunne gas- of vloeistoflagen. Hiermee kan bijvoorbeeld de transmissie van geluid door dubbelwandige panelen, gescheiden door een dunne laag gas of vloeistof, berekend worden. Een andere toepassing waarbij dunne luchtlagen een belangrijke rol spelen is het dynamisch gedrag van zonnepanelen. Tijdens de lancering zijn de panelen opgevouwen langs de satelliet (zie figuur 2). Omdat het geheel in deze fase blootstaat aan hevige trillingen, is het van belang om het dynamisch gedrag te kunnen voorspellen. Uit experimenten en berekeningen blijkt dat de dunne luchtlagen tussen de panelen een significante invloed hebben op dit dynamisch gedrag. Het is daarom van groot belang om de drukverdeling in de spleet goed te kunnen beschrijven.

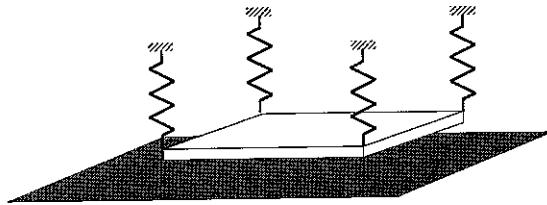


Figuur 2: Zonnepanelen

2 DRUKVERDELING TUSSEN STARRE OPPERVLAKKEN

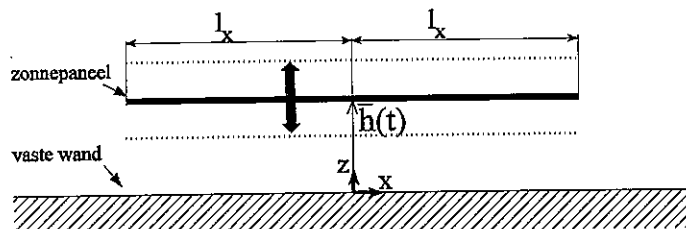
2.1 Opzet

In eerste instantie is onderzoek verricht naar de drukverdeling tussen trillende, starre oppervlakken. Hierdoor kan alle aandacht gericht worden op de dunne luchtlaag: onzekerheden met betrekking tot het modelleren van het gedrag van een flexibel constructiedeel worden uitgesloten. Een zonnepaneel (stijf en licht) is verend opgehangen in de hoekpunten. Het paneel, met afmetingen $2l_x$ en $2l_y$, bevindt zich parallel aan een vaste wand. De afstand tussen paneel en bodem, de spleethoogte h_0 , kan ingesteld worden (zie figuur 3).



Figuur 3: Zonnepaneel, verend opgehangen parallel aan vaste wand

Een detailweergave van de situatie is gegeven in figuur 4.



Figuur 4: Beweging zonnepaneel loodrecht op vaste wand

De afstand tussen paneel en bodem kan geschreven worden als:

$$\bar{h}(t) = h_0 [1 + h e^{i\omega t}] \quad (1)$$

Hierin is h_0 de gemiddelde spleethoogte, h is de dimensieloze trillingsamplitude, ω is de hoekfrequentie en t is de tijd. Wanneer de drukverdeling in de spleet bekend is, kan via integratie over het oppervlak de kracht berekend worden die op de plaat werkt. Deze kracht zorgt voor een frequentieverschuiving en demping. Omdat het paneel niet vervormt en slechts beweegt loodrecht op de wand, is er sprake van een eenvoudig één graad van vrijheid systeem.

2.2 "Narrow gap" vergelijking

Om de effecten van viscositeit en thermische geleiding in rekening te brengen, worden de volgende basisvergelijkingen gebruikt: de Navier Stokes vergelijkingen, de continuïteitsvergelijking, de toestandsvergelijking voor een ideaal gas en de energievergelijking. Vervolgens wordt aangenomen dat er sprake is van een homogeen medium, kleine verstoringen rondom een rusttoestand en een gemiddelde stroomsnelheid nul. De rusttoestand wordt gekarakteriseerd door een druk p_0 , een dichtheid ρ_0 en een temperatuur T_0 . Dimensieloze verstoringen (u, v, w, p, ρ, T) worden ingevoerd volgens:

$$\begin{aligned}
 \bar{u} &= c_0 u(x,y,z) e^{i\omega t} & ; & & \bar{p} &= p_0 [1 + p(x,y,z) e^{i\omega t}] \\
 \bar{v} &= c_0 v(x,y,z) e^{i\omega t} & ; & & \bar{\rho} &= \rho_0 [1 + \rho(x,y,z) e^{i\omega t}] \\
 \bar{w} &= c_0 w(x,y,z) e^{i\omega t} & ; & & \bar{T} &= T_0 [1 + T(x,y,z) e^{i\omega t}]
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

De snelheden in x-, y- en z-richting (u, v, w) zijn dimensieloos gemaakt met de ongestoorde geluidssnelheid c_0 . Wanneer deze relaties ingevuld worden in de basisvergelijkingen, kan een set dimensieloze, gelineariseerde vergelijkingen worden afgeleid. In deze vergelijkingen komen de volgende kentallen voor:

$$\begin{aligned}
 s &= h_0 \sqrt{\frac{\rho_0 \omega}{\mu}} & : & \textit{shear wave getal} \\
 \sigma &= \sqrt{\frac{\mu C_p}{\lambda}} & : & \textit{wortel uit het Prandtl getal} \\
 k &= \frac{\omega h_0}{c_0} & : & \textit{gereduceerde frequentie} \\
 \gamma &= \frac{C_p}{C_v} & : & \textit{verhouding van specifieke warmtes} \\
 g &= \frac{h_0}{l_x} & : & \textit{nauwheid van de spleet} \\
 a &= \frac{l_y}{l_x} & : & \textit{lengte/breedte verhouding van het paneel}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Hierin is μ de viscositeit, λ is de thermische geleidingscoëfficiënt, C_p is de specifieke warmte bij constante druk en C_v is de specifieke warmte bij constant volume.

Het shear wave getal, ook wel instationair Reynolds getal of Stokes getal genoemd, is een maat voor de verhouding tussen traagheidskrachten en visceuze krachten. Voor grote shear wave getallen overheersen de traagheidskrachten, terwijl voor kleine shear wave getallen de visceuze krachten domineren. De gereduceerde frequentie is een maat voor de verhouding tussen de spleethoogte en de akoestische golflengte.

Wanneer de golflengte veel groter is dan de spleethoogte ($k \ll 1$) en de wanden isotherm zijn, kan het stelsel vergelijkingen geschreven worden in één vergelijking in termen van de druk: de "narrow gap" vergelijking [5]:

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\omega^2}{c_{\text{eff}}^2(s)} \bar{p} = - \frac{\rho_0 \omega^2}{h_0 B(s)} h_0 h \quad (4)$$

Met:

$$c_{\text{eff}}(s) = c_0 \sqrt{\frac{n(s\sigma)}{\gamma} B(s)} \quad (5)$$

$$n(s\sigma) = \left[1 - \left[\frac{\gamma-1}{\gamma} B(s\sigma) \right] \right]^{-1} \quad (6)$$

$$B(s) = 2 \left[\frac{1 - \cosh(s\sqrt{i})}{s\sqrt{i} \sinh(s\sqrt{i})} \right] + 1 \quad (7)$$

Hierin is c_{eff} een effectieve geluidssnelheid. De grootheid n is een polytrope constante, die het verband tussen druk en dichtheid weergeeft.

De randen van de spleet zijn open. Als randvoorwaarde wordt derhalve op de randen van de plaat een drukverstoring nul verondersteld. Vergelijking (4) kan analytisch worden opgelost. Uit de drukverdeling kunnen vervolgens frequentieverschuiving en demping berekend worden. Hiermee is een analytische oplossing gevonden voor dit probleem.

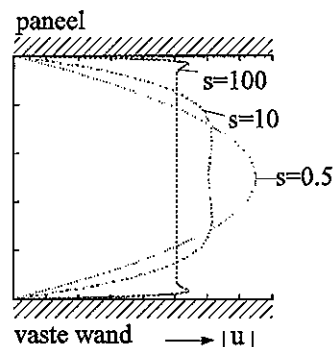
2.3 Interpretatie

De "narrow gap" vergelijking lijkt sterk op de klassieke golfvergelijking. Bij de afleiding van de narrow gap vergelijking is echter aangenomen dat de druk constant is over de hoogte. Derhalve varieert de druk alleen met de coördinaten in het vlak, x en y . Daarnaast is, in vergelijking met de klassieke golfvergelijking, de ongestoorde geluidssnelheid c_0 vervangen door een effectieve geluidssnelheid. De effectieve geluidssnelheid wordt beïnvloed door zowel thermische als visceuze effecten. De thermische effecten worden verdisconteerd in de polytrope constante $n(s\sigma)$. De waarde van het product $s\sigma$ is onafhankelijk van de viscositeit.

De effecten van viscositeit komen tot uitdrukking in de functie $B(s)$. Doordat de effectieve geluidssnelheid een functie is van het shear wave getal, is deze grootte frequentie afhankelijk.

Het belang van het shear wave getal kan geïllustreerd worden aan de hand van het snelheidsprofiel in de spleet. In figuur 5 is voor drie shear wave getallen de vorm van het snelheidsprofiel over de spleethoogte weergegeven.

Voor lage shear wave getallen is het snelheidsprofiel parabolisch: visceuze krachten overheersen. Voor hoge shear wave getallen domineren de traagheidseffecten: het snelheidsprofiel in de spleet wordt vlak. In figuur 5 is duidelijk de overgang te zien van een visceus gedomineerde stroming naar een traagheids gedomineerde stroming.

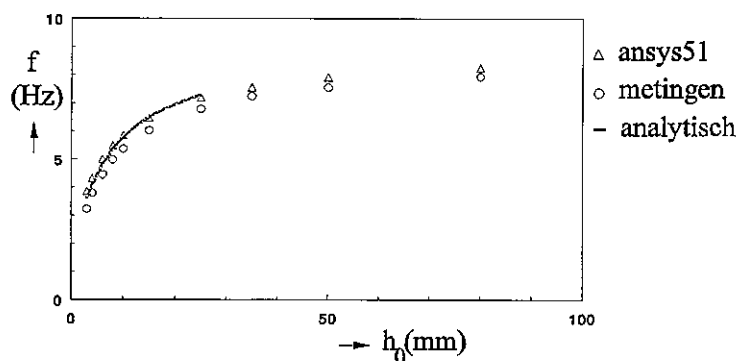


Figuur 5: Snelheidsprofielen in de spleet

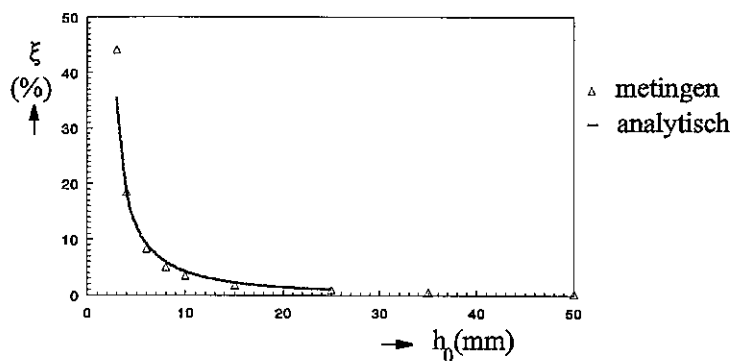
2.4 Resultaten

Om het model te valideren zijn speciale proeven uitgevoerd [6]. Een zonnepaneel van 0.98×0.98 m met een massa van 2.5 kg is verend opgehangen parallel aan een vaste wand. De stijfheden van de veren zijn zo gekozen dat de eigenfrequentie van het massa veer systeem ver beneden de eerste elastische eigenfrequentie van het paneel ligt. Om te controleren of het paneel zich star gedraagt is een aantal versnellingsopnemers op het paneel bevestigd. Uit de metingen bleek dat het paneel als star te beschouwen is.

Eigenfrequentie en demping van het systeem zijn gemeten voor verschillende spleethoogtes. De resultaten van de metingen en de berekeningen zijn weergegeven in de figuren 6 en 7. In figuur 6 zijn, naast de experimentele resultaten en de resultaten van het analytische model, resultaten opgenomen van eindige elementen berekeningen met het pakket ANSYS. De berekeningen met ANSYS zijn gebaseerd op de klassieke golfvergelijking. Effecten van viscositeit en thermische geleiding worden hierin dus niet meegenomen. Derhalve leveren de ANSYS berekeningen ook altijd een nul waarde voor de demping.



Figuur 6: Eigenfrequentie als functie van spleethoogte



Figuur 7: Demping als functie van spleethoogte

Figuur 6 toont een sterke frequentiedaling bij afnemende spleethoogte. De lucht in de spleet wordt door de plaat ervaren als een toegevoegde massa. Voor een spleet van 3 mm blijkt de toegevoegde massa 24 kg te bedragen: ongeveer 10 keer de massa van het paneel zelf!

De demping toont een sterke toename tot bijna kritische demping met afnemende spleethoogte. De overeenkomst tussen het analytische model en de metingen is goed.

3 DRUKVERDELING TUSSEN FLEXIBELE OPPERVLAKKEN

Wanneer er sprake is van een dunne laag gas of vloeistof tussen flexibele oppervlakken, wordt het probleem gecompliceerder. Doordat de oppervlakken vervormen is de trillingsamplitude niet meer voor alle punten gelijk, maar een functie van x en y. De "narrow gap" vergelijking kan nu geschreven worden als:

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial y^2} + \frac{\omega^2}{c_{\text{eff}}^2(s)} \bar{p} = - \frac{\rho_0 \omega^2}{h_0 B(s)} h_0 h(x,y) \quad (8)$$

Hierin is $h(x,y)$ nu het verschil in verplaatsingsamplitude tussen boven- en onderplaat. Uit deze vergelijking kan een eindige elementen formulering afgeleid worden. Dit geeft:

$$-\omega^2 [M_a(s)] \{P\} + [K_a] \{P\} = \{F_a\} \quad (9)$$

Hierin is $[M_a(s)]$ de akoestische massa matrix, $[K_a]$ is de akoestische stijfheidsmatrix, $\{P\}$ is de vector met drukvrijheidsgraden in de knooppunten en $\{F_a\}$ is de vector met externe krachten. Door de aanwezigheid van het shear wave getal in c_{eff} is de massamatrix complex en frequentie-afhankelijk geworden.

Voor het dynamisch gedrag van de flexibele oppervlakken kan de volgende standaard eindige elementen formulering afgeleid worden:

$$-\omega^2 [M_s] \{U\} + [K_s] \{U\} = \{F_s\} \quad (10)$$

Hierin is $[M_s]$ de massa matrix, $[K_s]$ is de stijfheidsmatrix, $\{U\}$ is de vector met vrijheidsgraden in de knooppunten en $\{F_s\}$ is de vector met externe belastingen. Om de interactie tussen de trillende oppervlakken en de luchtspleet tot stand te brengen moeten beide stelsels gekoppeld worden. Er is hierbij sprake van wederzijdse interactie. Enerzijds moet de beweging van de constructie gevolgd worden door de lucht, terwijl anderzijds de druk in de lucht een excitatie vormt voor de constructie.

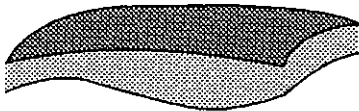
Deze overwegingen leiden uiteindelijk tot het volgende gekoppelde stelsel:

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [M_c] & [M_a(s)] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [-K_c] \\ [0] & [K_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_s^{ext}\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

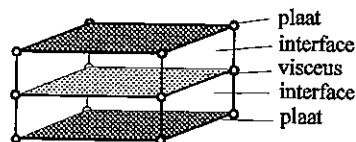
Hierin zijn de matrices van de deelproblemen (9) en (10) te onderscheiden. De koppeling wordt tot stand gebracht door middel van twee koppelmatrices: $[M_c]$ en $[K_c]$. Uiteindelijk wordt dus een asymmetrisch, complex en frequentie-afhankelijk probleem verkregen. In de literatuur zijn, voor zover de auteur bekend, geen modellen beschreven waarmee de volledige koppeling voor een willekeurige geometrie beschreven kan worden. Voor dunne gas- of vloeistoflagen is er echter een sterke koppeling. Door de wederzijdse interactie veranderen eigenfrequenties en trilvormen. Een gekoppelde analyse is daarom van groot belang.

Figuur 8 toont de werkwijze voor een berekening met een visceuze laag tussen flexibele platen. Beide platen worden opgedeeld in een aantal standaard plaelementen. De visceuze tussenlaag wordt gemodelleerd met behulp van de speciale visceuze akoestische elementen. De koppeling tussen platen en visceuze laag wordt tot stand gebracht door middel van interface elementen.

Visceuze laag tussen flexibele platen:



Elementenindeling:



Figuur 8: Elementenindeling akoesto-elastische berekening met viscositeit

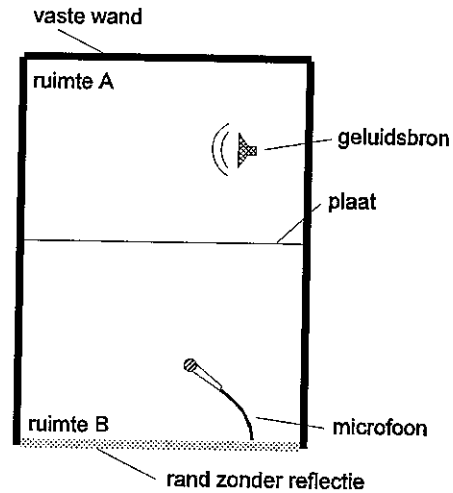
4 TRANSMISSIEBEREKENINGEN

Met behulp van numerieke technieken kan de transmissie van geluid door bijvoorbeeld dubbelwandige panelen berekend worden. Om een indruk te krijgen van de verschillende aspecten die een rol spelen zijn enkele verkennende berekeningen uitgevoerd. In verband met de rekentijd is gekozen voor een 2-dimensionaal probleem [7].

4.1 Enkelvoudig paneel

Als eerste stap is de transmissie van geluid door een homogene plaat berekend (zie figuur 9)

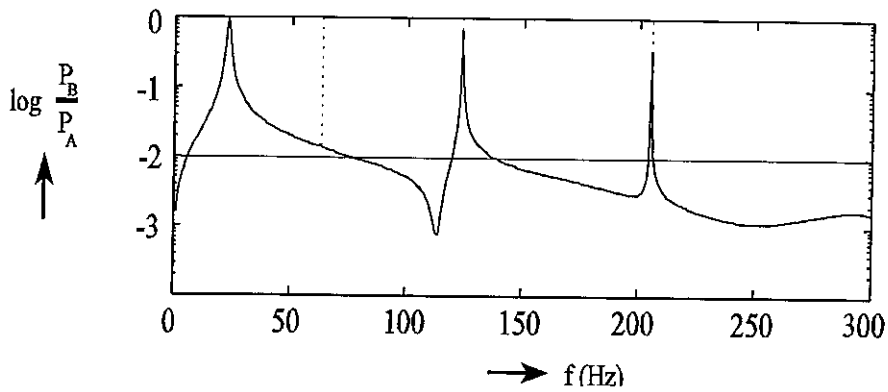
Twee ruimtes, A en B, zijn gescheiden door een plaat. In ruimte A bevindt zich een geluidsbron. Ten gevolge hiervan zal er in ruimte B ook een bepaald geluidsniveau optreden. Ruimte B is aan de onderzijde voorzien van een wand die alle opvallende golven absorbeert. De berekening wordt nu als volgt uitgevoerd. De ruimtes A en B worden ingedeeld in standaard akoestische volume elementen. Hiermee kan de geluidsvoortplanting in beide kamers gemodelleerd worden. De akoestische elementen worden via interface elementen gekoppeld aan plaa-



Figuur 9: Geluidstransmissie

ten. Ruimte B wordt aan de onderzijde voorzien van een rand met een specifieke impedantie 1: volledige absorptie. In ruimte A wordt een drukverstoring aangebracht met een bepaalde frequentie. Uit het gekoppelde stelsel vergelijkingen worden vervolgens de akoestische drukken in beide ruimtes bepaald. Als maat voor het geluidsniveau in ruimte A wordt een kwadratisch gemiddelde genomen over de knooppunten: P_A . In ruimte B wordt een kwadratische middeling toegepast over de punten op de onderrand: P_B . De ratio P_B/P_A is een maat voor de transmissie van geluid. De berekening wordt uitgevoerd voor een aantal frequenties, zodat de transmissie als functie van de frequentie bepaald kan worden.

In figuur 10 is de transmissie door een ingeklemde homogene aluminium plaat van 1 mm dik weergegeven. De plaat is 0.49 m lang. De hoogte van kamer A is 0.5 m en de lengte van kamer B is 2 m. Uit de figuur blijkt dat er bij bepaalde frequenties veel geluid doorgegeven wordt. Deze frequenties komen ongeveer overeen met de eigenfrequenties van het paneel in vacuüm: 23 Hz, 63 Hz, 123 Hz en 203 Hz. Bij de tweede eigenfrequentie treedt er echter geen piek op in de transmissie. Dit is eenvoudig te verklaren aan de hand van het geluidsveld in ruimte A. In het lage frequentiegebied is de golflengte groot ten opzichte van de afmetingen van de kamer. De druk zal derhalve niet veel variëren in ruimte A. Omdat de tweede mode een asymmetrische mode is, wordt deze niet geëxciteerd door dit uniforme geluidsveld.

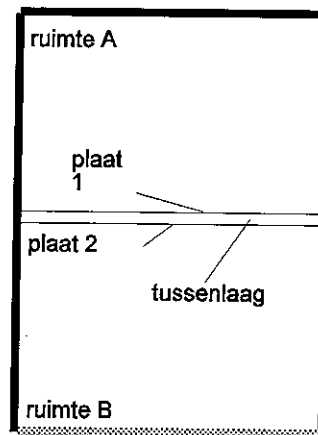


Figuur 10: Geluidstransmissie door een homogene aluminium plaat

4.2 Dubbelwandig paneel

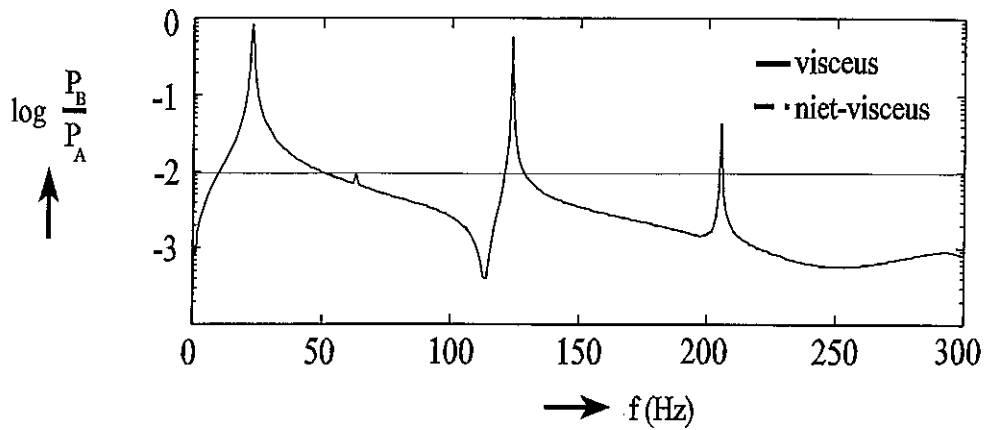
Op een soortgelijke wijze is de transmissie van geluid door een dubbelwandig paneel berekend.

De bovenplaat is een homogene aluminium plaat van 1 mm. De dikte van de aluminium onderplaat is achtereenvolgens 1, 2 en 4 mm. Voor het dubbelwandige paneel is de elementenindeling uit figuur 8 gehanteerd. De werkwijze is voor een groot deel identiek aan de berekening voor een enkelvoudig paneel. Er zijn nu echter twee soorten berekeningen uitgevoerd. In de eerste berekening worden effecten van viscositeit en thermische geleiding volledig in rekening

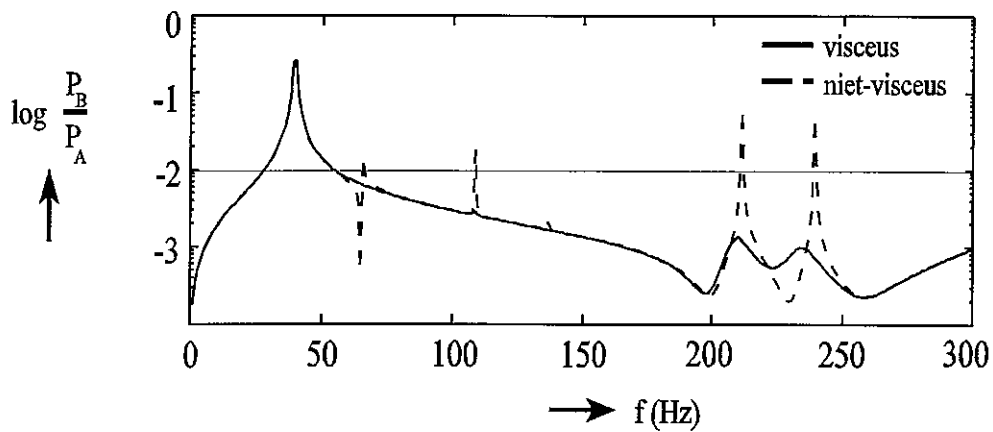


Figuur 11: Transmissie dubbelwandig paneel

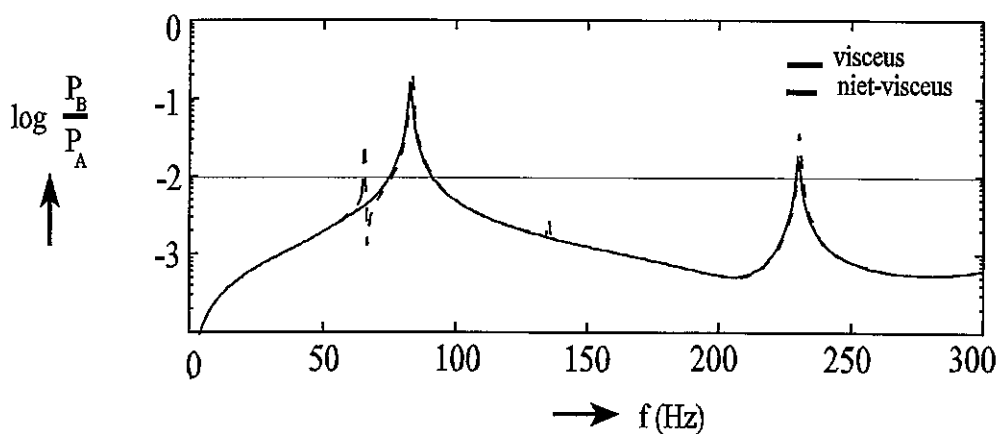
gebracht. In de tweede berekening worden deze effecten uitgeschakeld via een "switch" in het visceuze akoestische element. In de figuren 12, 13 en 14 is de transmissie weergegeven voor onderplaatdiktes van respectievelijk 1, 2 en 4 mm. Uit figuur 12 blijkt dat viscositeit en thermische geleiding geen effect hebben bij identieke platen. Wanneer beide platen dezelfde eigenschappen bezitten en even dik zijn, bewegen ze in-fase met elkaar. Hierdoor is er geen pompwerking in de tussenlaag en is dus geen effect van viscositeit te verwachten. Voor een onderplaat van 2 mm is er in bepaalde frequentiegebieden wel een effect zichtbaar. Door de andere configuratie verschuiven in de eerste plaats de pieken.



Figuur 12: Geluidstransmissie door dubbelwandig paneel, dikte onderplaat 1 mm.



Figuur 13: Geluidstransmissie door dubbelwandig paneel, dikte onderplaat 2 mm



Figuur 14: Geluidstransmissie door dubbelwandig paneel, dikte onderplaat 4 mm

Wordt de responsie bij de verschillende frequenties nu bekeken, dan blijkt er in bepaalde gebieden een pompwerking te ontstaan in de tussenlaag. In deze gebieden wordt er in de tussenlaag energie gedissipeerd. Wordt de dikte van de onderplaat verder vergroot tot 4 mm, dan neemt het effect van de viscositeit weer af. In dat geval wordt het dynamisch gedrag van het dubbelwandige paneel geheel gedomineerd door de onderplaat waardoor de pompwerking verloren gaat.

Uit dit voorbeeld blijkt dat een afstemming van eigenschappen en plaatdiktes belangrijk is. Er moet een pompwerking gecreëerd worden in de tussenlaag waardoor visceuze verliezen ontstaan. Uit de berekeningen blijkt verder dat er een optimale dikteverhouding bestaat. Dit is in overeenstemming met experimentele resultaten [8].

Bij het rekenvoorbeeld moet een aantal kanttekeningen worden geplaatst. In de eerste plaats is er gekeken naar de geluidstransmissie bij een toenemende onderplaatdikte. Een meer realistische criterium zou bijvoorbeeld het minimaliseren van de transmissie bij gelijk gewicht zijn. Ten tweede is er in kamer A voor deze lage frequenties sprake van een nagenoeg uniforme drukverdeling. Dit is natuurlijk een sterke vereenvoudiging. Tenslotte zijn er geen directe verbindingen tussen de platen aanwezig. In de praktijk zullen de platen onderling verbonden moeten worden. Wil de dissipatie in de luchtlaag zijn waarde behouden, dan moet er voor gezorgd worden dat het overdrachtspad via de verbinding niet dominant wordt. Dit aspect verdient daarom de nodige aandacht.

5 CONCLUSIES

Er is een model ontwikkeld voor het beschrijven van de voortplanting van geluidsgolven in dunne gas- of vloeistoflagen. Het model bevat de effecten van traagheid, viscositeit, compressibiliteit en thermische geleiding. Experimentele validatie voor een trillend, star zonnepaneel toont de correctheid van het model aan. Op basis van dit model is een visceus akoestisch eindig element ontwikkeld. Met dit element kunnen, in tegenstelling tot de modellen die beschreven zijn in de literatuur, volledig gekoppelde akoesto-elastische berekeningen uitgevoerd worden. Voor dunne gas- of vloeistoflagen tussen flexibele oppervlakken is een goede beschrijving van de koppeling essentieel. Er is een sterke wederzijdse interactie waardoor eigenfrequenties en trilvormen veranderen. Verkennende transmissieberekeningen voor dubbelwandige panelen tonen aan dat een goede afstemming van de eigenschappen van de panelen belangrijk is.

6 LITERATUUR

- [1] W.M.Beltman, P.J.M. van der Hoogt, R.M.E.J. Spiering, H. Tijdeman, *Application and experimental verification of DIANA for acousto-elastic problems*, DIANA Computational Mechanics '94, Proc. 1st Int. DIANA Conf. Computational Mechanics, G.M.A. Kusters & M.A.N. Hendriks (eds), Kluwer, Dordrecht, 1994, p. 215-224
- [2] M.J.H.Fox, P.N. Whitton, *The damping of structural vibrations by thin gas films*, Journal of Sound and Vibration, Vol.73(2), 1980, p.279-295
- [3] A. Trochidis, *Vibration damping due to air or liquid layers*, Acustica, Vol.51, 1982, p.201-212
- [4] T. Önsay, *Effects of layer thickness on the vibration response of a plate-fluid layer system*, Journal of Sound and Vibration, Vol.163(2), 1993, p.231-259
- [5] W.M. Beltman, *Forces on a rigid plate oscillating normal to a fixed surface*, Rapport WB.94/TM-943, Universiteit Twente, Faculteit der Werktuigbouwkunde, 1994
- [6] E.G. van de Veen, *Onderzoek aan een harmonisch translerende starre plaat in lucht*, Rapport WB.94/TM-945, Universiteit Twente, Faculteit der Werktuigbouwkunde, 1994
- [7] J.W. Frederiks, *Ontwikkeling van een viskeus akoestisch eindig element, Geluids-transmissie door een dubbelwandig paneel*, Rapport WB.95/TM-1149, Universiteit Twente, Faculteit der Werktuigbouwkunde, 1995
- [8] J.W. Verheij, *Basiskennis geluidarm construeren*, Collegedictaat, Technische Universiteit Eindhoven, Faculteit der Werktuigbouwkunde, 1993